

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-167659

(P2012-167659A)

(43) 公開日 平成24年9月6日(2012.9.6)

(51) Int.Cl.

F04C 18/32 (2006.01)

F I

F04C 18/32

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2011-31628 (P2011-31628)
 (22) 出願日 平成23年2月17日 (2011.2.17)

(71) 出願人 505461072
 東芝キヤリア株式会社
 東京都港区高輪三丁目23番17号
 (72) 発明者 富永 健
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内

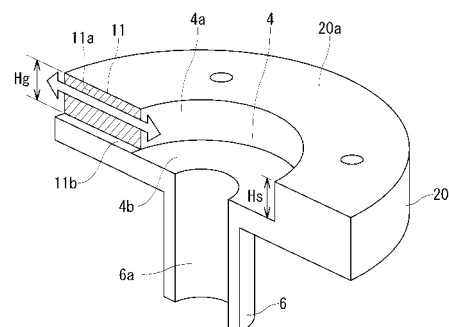
(54) 【発明の名称】 圧縮機及び冷凍サイクル装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】ブレード溝の深さがシリンダ室の深さよりも深いと、圧縮機の運転時にブレードが摺動運動すると、シリンダ室底面とブレード溝底面の段差によってブレードの摺動運動が妨げられ、性能の低下やブレード先端の欠けによる圧縮機の故障の原因となる恐れがある。

【解決手段】圧縮機は、回転軸と、軸受部とシリンダ室4とシリンダ室に連通するブレード溝11とが形成された一体型シリンダを有している。シリンダ室内には偏心回転可能にローラが配されており、ブレード溝内にはシリンダ室内を二分するブレードが配されている。シリンダ室は閉塞部材により閉塞されている。そして、この一体型シリンダは、シリンダ室の深さ寸法よりも、ブレード溝の深さ寸法が小さく形成されている。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

回転軸と、

一端側に前記回転軸を支持する軸受部が形成されて、他端側に円柱状のシリンダ室と、前記シリンダ室に連通するブレード溝とが形成された一体型シリンダと、

前記一体型シリンダの他端側の端面に設けられ、前記シリンダ室を閉塞する閉塞部材と

、前記シリンダ室内に偏心回転可能に配置されたローラと、

前記ローラの外周面に常時当接する先端面を有し、前記シリンダ室内を二分し、前記ブレード溝内を往復移動可能に配されたブレードとを備え、

前記シリンダ室の深さ寸法よりも、前記ブレード溝の深さ寸法が、小さく形成されることを特徴とする圧縮機。

【請求項 2】

前記ブレードの高さ寸法が、ブレードの厚さ寸法の 3 . 2 倍以下であることを特徴とする請求項 1 に記載の圧縮機。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機を備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明の実施の形態は、圧縮機及びこの圧縮機を備えた冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

一般的な圧縮機として、圧縮機構部のシリンダ室内を、ローラが偏心回転することで、流体を圧縮するロータリ型の圧縮機が知られている。このような圧縮機の圧縮機構部は、内周面に囲まれたシリンダ室を有するシリンダ部と、回転軸を支持するとともに、シリンダ室を閉塞する閉塞部材と、ローラの外周面に当接しシリンダ室内を吸込み側と吐出側とに二分するブレードを有している。

更に、上記圧縮機には、シリンダ部と軸受部とが一体に形成された圧縮機構部を備えたものがある。

【0003】

シリンダ部と軸受部とが一体に形成された一体型シリンダは、シリンダ室とブレードを配置するために設けられるブレード溝が、切削加工により、必要な寸法と表面性状に加工形成される。

【先行技術文献】**【特許文献】****【0004】**

【特許文献 1】特開平 10 - 131879 号公報

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0005】**

ここで、シリンダ部と軸受部とが一体に形成された一体型シリンダは、シリンダ室とブレード溝が、別工程で加工される。シリンダ部と軸受部が別体に形成される場合、シリンダ室の底面とブレード溝の底面は、軸受部の端面であるため、同一平面上となる。しかし、別工程により加工される場合、シリンダ室の底面とブレード溝の底面とに段差を生じ同一平面上とならない。特に、ブレード溝の深さがシリンダ室の深さよりも深いと、圧縮機の運転時にブレードが摺動運動すると、シリンダ室底面とブレード溝底面の段差によってブレードの摺動運動が妨げられ、性能の低下やブレード先端の欠けによる圧縮機の故障の原因となる恐れがある。

本発明の実施形態は、シリンダ室底面とブレード溝の底面との段差によって、ブレード

10

20

30

40

50

の摺動運動が妨げられず、信頼性の高い圧縮機を提供する。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明の実施形態の圧縮機は、回転軸と、軸受部とシリンダ室とシリンダ室に連通するブレード溝とが形成された一体型シリンダを有している。シリンダ室内には偏心回転可能にローラが配されており、ブレード溝内にはシリンダ室内を二分するブレードが配されている。シリンダ室は閉塞部材により閉塞されている。

そして、この一体型シリンダは、シリンダ室の深さ寸法よりも、ブレード溝の深さ寸法が小さく形成されている。

【図面の簡単な説明】

10

【0007】

【図1】第1の実施形態に係る圧縮機の縦断面図。

【図2】第1の実施形態に係る一体型シリンダの要部の概略図。

【図3】第1の実施形態に係る一体型シリンダの旋削加工の概略図。

【図4】第1の実施形態に係る一体型シリンダのエンドミル加工の概略図。

【図5】第1の実施形態のシリンダ室のブレード溝深さとシリンダ室深さを示す図。

【図6】第1の実施形態に係る一体型シリンダのブレード溝の縦断面図。

【図7】一体型シリンダのブレード溝の寸法比とブレード溝の底部と開口部の差の関係を示す図。

【図8】第2の実施形態に係る冷凍サイクル装置の概略図。

20

【発明を実施するための形態】

【0008】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

(第1の実施形態)

図1に本実施形態の圧縮機100の縦断面図を示す。

第1の実施形態の圧縮機100は冷媒を圧縮する密閉型のロータリ圧縮機であり、縦長円筒状の密閉ケース1の内部に、下方に配置された圧縮機構部2と上方に配置された電動機部3を備えている。圧縮機構部2と電動機部3は、回転軸9によって連結されており、電動機部3で発生した回転動力は回転軸9を介して圧縮機構部2に伝達される。

【0009】

30

圧縮機構部2は、一体型シリンダ20を有している。一体型シリンダ20は、一端側に回転軸9を支持する軸受部である主軸受部6が形成されている。

一体型シリンダ20の他端側には、略円柱状の空洞部であるシリンダ室4と、シリンダ室4に連通したブレード溝11が設けられている。シリンダ室4内には回転軸9の中途部に設けられた軸偏心部8と、軸偏心部8に嵌合されるローラ10が偏心回転可能に配されている。また、ブレード溝11内には略矩形状のブレード12が往復移動自在に配されている。

【0010】

また、ローラ10は、シリンダ室4の内周面4aに対面し凹凸がなく滑らかに形成された外周面10aを有し、略円筒形状に形成されている。

40

ブレード12は基端がパネ30により押圧され、先端面12aがローラ10の外周面10aに当接されたまま、ローラ10の偏心回転に伴ってブレード溝11内を往復移動する。これにより、シリンダ室4内を低圧の吸込側と高圧の吐出側とに二分している。

【0011】

そして、一体型シリンダ20の他端には、閉塞部材であり、回転軸9の支持部材でもある副軸受7が設けられており、シリンダ室4とブレード溝11を閉塞している。

【0012】

シリンダ室4の吸込み側には、密閉ケース1外部から冷媒を吸込むための図示しない吸込み口が設けられており、この吸込み口は密閉ケース1外部の気液分離器40に連通している。そして、主軸受部6には図示しない吐出通路が設けられており、この吐出通路は吐

50

出方向にのみ開閉可能な吐出弁 14 によって閉塞されている。さらに、主軸受部 6 の上部には吐出マフラ 15 が設けられており、吐出通路を覆っている。

また、密閉ケース 1 内の下方には潤滑油 31 が貯留されており、圧縮機構部 2 内のシリンダ室 4 や主軸受部 6 及び副軸受 7 の摺動面に供給されるようになっている。

【0013】

図 2 に、一体型シリンダ 20 に形成されたブレード溝 11 の深さ寸法 H_g 及び幅寸法 W_g と、ブレード 12 の高さ寸法 H_b 及び幅寸法 W_b を示す。なお、図 2 の一体型シリンダ 20 は図 1 と上下方向が逆転した状態で表示されている。

ブレード 12 の高さ寸法 H_b は、一体型シリンダ 20 に設けられたブレード溝 11 の深さ寸法 H_g と略同一に形成されており、ブレード 12 の幅寸法 W_b は、ブレード溝 11 の幅寸法 W_g と略同一に形成されている。ただし、ブレード 12 の高さ寸法 H_b と幅寸法 W_b は、ブレード溝 11 内を摺動運動するためブレード溝 11 の深さ寸法 H_g 及び幅寸法 W_g よりも、数 μm 程度小さく形成されており、潤滑油 31 が流入する程度の間隙が設けられるようになっている。

一体型シリンダ 20 は、複合旋盤等の加工機に位置決め固定され、以下の一連の工程により、切削及び研磨され、軸受部 6 の内径面 6a と、シリンダ室 4 の内周面 4a 及び一端側の底面 4b と、ブレード溝 11 の側面 11a 及び一端側底面 11b が必要な表面性状と寸法精度に加工形成される。

【0014】

図 3 に、一体型シリンダ 20 を回転させ、切削工具 50 により旋削加工を行う様子を示す。この旋削加工は、図 3 中の破線矢印で示す方向に被削材である一体型シリンダ 20 を回転させつつ、実線矢印方向へ切削工具 50 を送りながら切削を行うもので、第 1 ないし第 4 工程で行う。

まず、第 1 工程として、被削材である一体型シリンダ 20 を回転させながらシリンダ室 4 の内周面 4a が切削加工され、必要な表面性状と寸法精度に形成される。

次に、第 2 工程として、主軸受部 6 の内径面 6a が切削加工され、必要な表面性状と寸法精度に形成される。

次に、第 3 工程として、シリンダ室 4 の底面 4b が切削加工され必要な表面性状と寸法精度に形成される。その後、第 4 工程として一体型シリンダ 20 の他端面 20a を旋削されることにより、必要な表面性状と寸法精度に形成される。

このときの、一体型シリンダ 20 の他端面 20a からシリンダ室 4 の底面 4b までの深さ寸法を計測し、この深さ寸法を H_s とする。

【0015】

次に、図 4 に示すエンドミル加工による、第 5 工程の加工を行う。一体型シリンダ 20 の回転を停止させ、エンドミル工具 51 を図 4 の破線矢印の方向へ回転させ、実線矢印の方向へ工具送りを行う。そして、エンドミル工具 51 の側面と先端面をブレード溝 11 の底面 11b と側面 11a へ当接相對運動させ切削を行う。

エンドミル工具 51 の軸方向は一体型シリンダ 20 の軸方向に対して平行になっている。ブレード溝 11 の側面 11a はエンドミル工具 51 の側面で切削され、ブレード溝 11 の底面 11b はエンドミル工具 51 の先端面で切削される。

ここで、図 5 に示すように、ブレード溝 11 の深さ寸法 H_g は、第 4 工程において計測されたシリンダ室 4 の深さ寸法 H_s よりも数 μm から十数 μm 程度小さくなるように切削される。

ここで、ブレード溝 11 の底面 11b と側面 11a との境には、エンドミル工具 51 の先端形状が転写されるため、数 μm から数十 μm の曲率半径を有する凹曲面（図 6 参照）が形成される。そのため、ブレード溝 11 に配されるブレード 12 の、ブレード溝 11 の凹曲面に対向する角部には、凹曲面と略同一の曲率半径を有する凸曲面が形成されるのが好ましい。

【0016】

ブレード溝 11 を切削するエンドミル工具の刃直径はブレード溝 11 よりも細くなけれ

10

20

30

40

50

ばならないが、細すぎると切削時に工具のたわみ量が大きくなるため、ブレード溝 11 の幅寸法 W_g に最も近い刃直径を有するエンドミル工具を使用するのが好ましい。

【0017】

図 6 に示すように、ブレード溝 11 の両側面 11a、11a 間の寸法は、エンドミル工具のたわみ変形の影響から、主軸受側の底部幅 a よりも他端側の開口部幅 b の方が数 μm から数十 μm 程度大きく形成される。この底部幅 a と開口部幅 b の差はブレード溝 11 の幅寸法 W_g と深さ寸法 H_g の比 (H_g / W_g) に応じて変化する。即ち、ブレード溝 11 の深さ寸法 H_g が深く幅寸法 W_g が狭いと、エンドミル工具 51 は必然的に細長いものを使用する必要があり、エンドミル工具 51 のたわみ量が大きくなる。これにより、ブレード溝 11 の側面 11a が傾斜し、底部幅 a よりも開口部幅 b が大きくなる。

10

ブレード溝 11 の深さ寸法 H_g と幅寸法 W_g の比 (H_g / W_g) と、ブレード溝 11 の底部幅 a と開口部幅 b の寸法差 ($b - a$) の計測から求められた関係を図 7 に示す。

従来のシリンダと主軸受が別体に構成された圧縮機構部を有する圧縮機は、一般的にブレード溝の深さ寸法 H_g と幅寸法 W_g の比 (H_g / W_g) が 3.7 ~ 7 の範囲にある。

【0018】

ブレード溝 11 の底部幅 a と開口部幅 b との差が大きいと、ブレード溝 11 とブレード 12 との間隙が不均一となり、運転時のブレード 12 のズレが生じ、圧縮機 100 の信頼性低下の原因となる。また、開口部幅 b が大きくなると、ブレード溝 11 とブレード 12 の間隙が大きくなり、圧縮機構部 2 の気密性が確保されなくなる。特に、底部幅 a と開口部幅 b の寸法差 ($b - a$) が 10 μm を越えた場合、ブレード溝 11 とブレード 12 の間に設けられた間隙が潤滑油 31 による気密性を保持できなくなり、圧縮機 100 の性能が著しく低下する。

20

これに対して、ブレード溝の深さ寸法 H_g と幅寸法 W_g の比 (H_g / W_g) を 3.2 以下とすると、エンドミル工具 51 のたわみが低減され、底部幅 a と開口部幅 b の寸法差 ($b - a$) が 10 μm 未満となり、ブレード溝 11 とブレード 12 間の気密性を高くすることができ、圧縮機 100 の著しい性能低下を抑えることができる。

【0019】

シリンダ室 4 の内周直径と深さ寸法 H_s は、必要とされる圧縮機構部 2 の排除容積によって決定される値であり、このシリンダ室 4 の深さ寸法 H_s によりブレード溝 11 の深さ寸法 H_g 及びブレード 12 の高さ寸法 H_b が決定される。

30

ここで、ブレード 12 とブレード溝 11 間の間隙は気密性保持のため 10 μm 以下であることが好ましい。

【0020】

ローラ 10 の外周面 10a とシリンダ室 4 の内周面 4a の間隙と、ローラ 10 の一端側の端面とシリンダ室 4 の底面 4a との間隙は、潤滑油 31 による油膜で満たされており、ローラ 10 の摺動回転が良好で、シリンダ室 4 内の気密性が保持されている。

【0021】

更に、ローラ 10 の外周面 10a には、ブレード 12 に常時当接する溝がなく、回転軸 9 が回転し、軸偏心部 8 とローラ 10 とが偏心回転すると、ローラ 10 は軸偏心部 8 の周囲で滑らかに自転するようになっている。これにより、ローラ 10 の外周面 10a が局部的にブレード 12 の先端面 12a に当接することがなく、外周面 10a の一部分が摩耗し、摩耗粉が圧縮機構部 2 内へ飛散することがない。

40

【0022】

上記のように構成された圧縮機 100 の運転を以下に説明する。

圧縮機 100 外部から駆動電流が供給され、電動機部 3 が駆動すると、回転軸 9 が回転し、圧縮機構部 2 のシリンダ部 5 のシリンダ室 4 内で、軸偏心部 8 及びローラ 10 が偏心回転する。そして、圧縮機 100 の吸込口から吸込まれた低温低圧の冷媒が圧縮機構部 2 のシリンダ室 4 の吸込み側へ吸込まれる。シリンダ室 4 内へ吸込まれた冷媒は、ローラ 10 の偏心回転により圧縮されて高温高圧の冷媒となり、シリンダ室 4 の吐出側から吐出通路 13 と吐出マフラを介して密閉ケース 1 内へ吐出され、密閉ケース 1 の上部に設けられ

50

た吐出管 32 から密閉ケース 1 外部へ吐出される。

【0023】

本実施形態のように、旋削加工によりシリンダ室 4 の底面を切削した後、シリンダ室 4 の深さ寸法 H_s を計測し、ブレード溝 11 の深さ寸法 H_g よりもシリンダ室 4 の深さ寸法 H_s を深く形成することにより、ブレード 12 がシリンダ室 4 とブレード溝 11 との加工工程の差異によって形成される段差に当たることなく、滑らかに往復運動させる形状とすることができる。

これにより、摺動損失が小さく、ブレード 12 と一体型シリンダ 20 が摩耗することなく、信頼性の高い圧縮機 100 を提供することができる。

【0024】

$H_g / W_g < 3.2$ とすると、エンドミル工具 51 のたわみが低減され、底部幅 a と開口部幅 b の寸法差 ($b - a$) が $10 \mu m$ 未満となり、ブレード溝 11 とブレード 12 間の気密性を高くすることができ、性能の高い圧縮機 100 を提供することができる。

【0025】

また、ローラ 10 の外周面 10a に凹部を設けず滑らかに自転可能とすることで、ローラ 10 の外周面 10a とブレード 12 の先端面 12a の当接面が常に変化し、ローラ 10 の外周面 10a が摩耗しない、更に頼性の高い圧縮機 100 を提供することができる。

(第 2 の実施形態)

【0026】

上記第 1 の実施形態の圧縮機 100 は、例えば空気調和機やヒートポンプ給湯機等の冷凍サイクル装置 A に設けられる。第 2 の実施形態は圧縮機 100 を用いた冷凍サイクル装置 A に関するもので、冷凍サイクル装置 A の概略を図 8 に示し説明する。

冷凍サイクル装置 A は、圧縮機 100 に接続された四方弁 101 と、第 1 熱交換器 102 と、膨張装置 103 と、第 2 熱交換器 104 とを備えており、順次冷媒配管で接続されている。この冷凍サイクル装置 100 内には作動流体である冷媒が封入されている。

【0027】

圧縮機 100 で圧縮され吐出された冷媒は、四方弁 101 を介して実線矢印で示すように第 1 熱交換器 102 に供給される。このとき、第 1 熱交換器 102 は凝縮器として機能し、冷媒から凝縮熱を奪いつつ凝縮させる。

第 1 熱交換器 102 で凝縮された作動冷媒は、冷媒配管を介して膨張装置 103 で減圧されつつ第 2 熱交換器 104 に流動される。第 2 熱交換器 104 は蒸発器として機能し、冷媒から蒸発熱を奪いつつ蒸発させる。蒸発した作動冷媒は、冷媒配管と四方弁 101 を介して圧縮機 100 に吸い込まれ、冷媒は以上の経路を循環し、冷凍サイクル装置 A の運転は継続される。

【0028】

また、四方弁 101 により流路が切替えられることで、冷媒は図 5 の破線矢印で示される経路を循環する。即ち、圧縮機 100 から吐出された冷媒は、四方弁 101 から第 2 熱交換器 104 と、膨張装置 103 と、第 1 熱交換器 102 を順次流動し四方弁 101 を介して圧縮機 100 へ吸い込まれる経路を循環する。このとき、第 1 熱交換器 102 は蒸発器として機能し、第 2 熱交換器 104 は凝縮器として機能する。

【0029】

上記のように、冷凍サイクル装置 A に、性能と信頼性の高い圧縮機 100 を用いることで、性能が高く信頼性の高い冷凍サイクル装置を提供することができる。

【0030】

なお、上記第 1 乃至第 3 の実施形態は、圧縮機構部が 1 段の圧縮機について説明したが、圧縮機構部を複数用いても良い。例えば、2 段の圧縮機構部を設けて、一体型シリンダのシリンダ室を閉塞する閉塞部材として、2 段の圧縮機構部を仕切る仕切り板を用いても良い。

また、密閉ケース内に圧縮機構部と電動機部が設けられた密閉型の圧縮機について説明したが、開放型のケース内に圧縮機構部を設け、ケース外に電動機部やエンジン等の駆動

10

20

30

40

50

要素を配置して用いても良い。

【 0 0 3 1 】

また、この発明は、上記実施形態そのままに限定されるものではなく、実施段階ではその要旨を逸脱しない範囲で構成要素を変形して具体化できる。また、上記実施形態に開示されている複数の構成要素を適宜組み合わせることにより種々の発明を形成できる。全ての構成要素からいくつかの構成要素を削除してもよい。

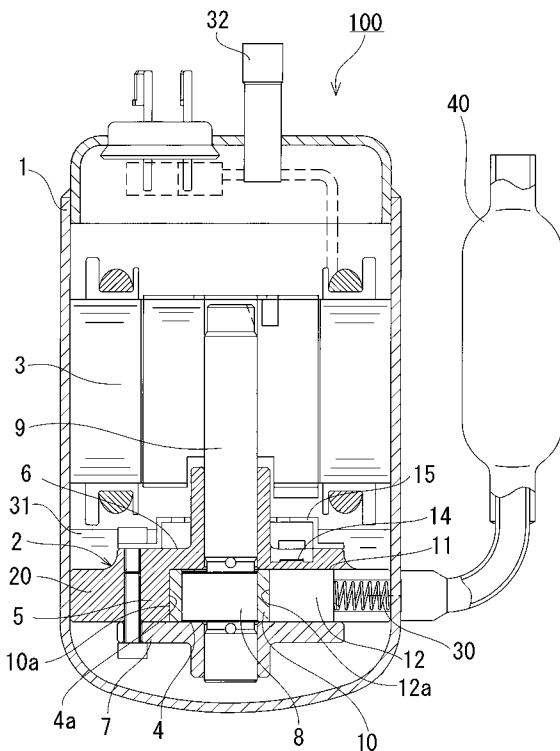
【 符号の説明 】

【 0 0 3 2 】

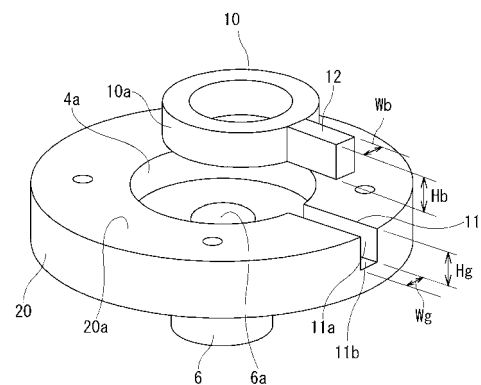
1 ... 密閉ケース、2 ... 圧縮機構部、3 ... 電動機部、4 ... シリンダ室、5 ... シリンダ部、6 ... 主軸受部、7 ... 副軸受、8 ... 軸偏心部、9 ... 回転軸、10 ... ローラ、10a ... 外周面、11 ... ブレード溝、12 ... ブレード、12a ... 先端面、14 ... 吐出弁装置、20 ... 一体型シリンダ、30 ... パネ、31 ... 潤滑油、40 ... 気液分離器、100 ... 圧縮機、101 ... 四方弁、102 ... 第1熱交換機、103 ... 膨張装置、104 ... 第2熱交換器、A ... 冷凍サイクル装置

10

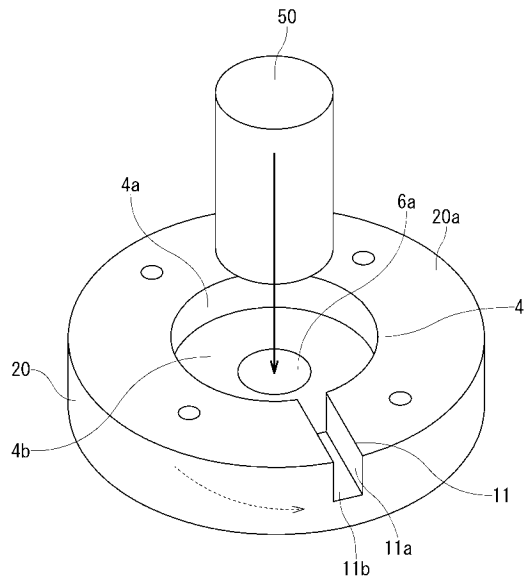
【 図 1 】



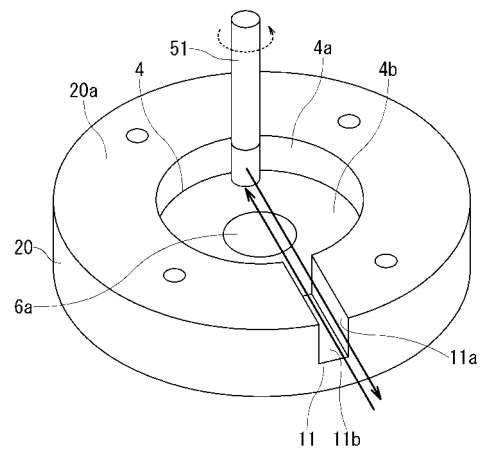
【 図 2 】



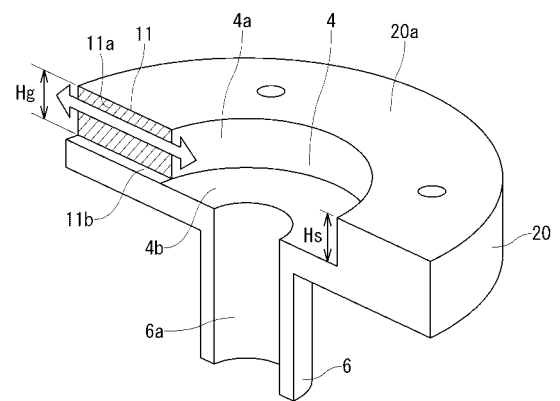
【図 3】



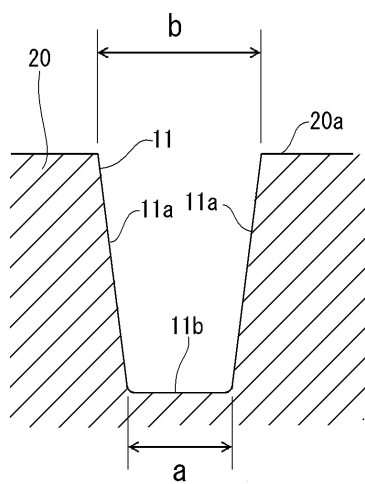
【図 4】



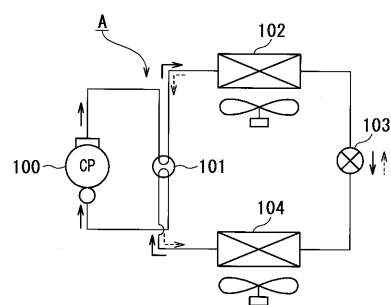
【図 5】



【図 6】



【図 8】



【図 7】

